

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Taro SAKAI et al.
Title: INTAKE APPARATUS FOR INTERNAL
COMBUSTION ENGINE
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: **APR 02 2003**
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing dates of the following prior foreign applications filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith are certified copies of said original foreign applications:

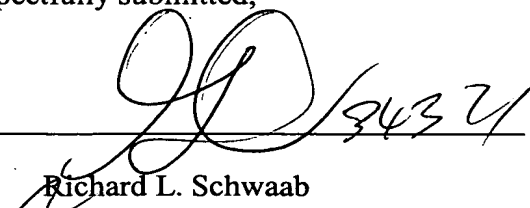
- Japanese Patent Application No. 2003-100199 filed 04/03/2003.
- Japanese Patent Application No. 2003-100200 filed 04/03/2003.
- Japanese Patent Application No. 2003-100196 filed 04/03/2003.

Respectfully submitted,

Date **APR 02 2003**

FOLEY & LARDNER LLP
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

By


Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 4 月 3 日
Date of Application:

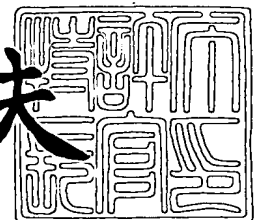
出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 1 0 0 1 9 9
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 3 - 1 0 0 1 9 9]

出 願 人 日 産 自 動 車 株 式 有 限 公 司
Applicant(s):

2 0 0 4 年 2 月 2 7 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-03160

【提出日】 平成15年 4月 3日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02B 31/00

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

【氏名】 今村 秀徳

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

【氏名】 酒井 太郎

【特許出願人】

【識別番号】 000003997

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代表者】 カルロス ゴーン

【代理人】

【識別番号】 100062199

【住所又は居所】 東京都中央区明石町 1 番 2 9 号 掖済会ビル 志賀内外
国特許事務所

【弁理士】

【氏名又は名称】 志賀 富士弥

【電話番号】 03-3545-2251

【選任した代理人】

【識別番号】 100096459

【弁理士】

【氏名又は名称】 橋本 剛

【選任した代理人】

【識別番号】 100086232

【弁理士】

【氏名又は名称】 小林 博通

【選任した代理人】

【識別番号】 100092613

【弁理士】

【氏名又は名称】 富岡 潔

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 010607

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9707561

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の吸気装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置において、

上記吸気ポートをその断面で 2 つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、

この隔壁の上流端に近接して位置する回動可能な板状の弁体からなり、上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、

を備え、

上記隔壁の上流端の端縁は、該隔壁の幅方向の中央部が両側部よりも下流側に後退した形状をなし、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において、上記端縁と上記弁体との間に、間隙が設けられていることを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項 2】 上記端縁の両側部は、上記吸気制御弁の回転軸と平行な直線に沿って形成され、上記端縁の中央部が、上記直線よりも下流側に後退するように切欠形成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 3】 上記端縁は、その両側部から中央部に向かって徐々に下流側に後退する形状をなしていることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 4】 上記吸気制御弁が閉位置にあるときに、その弁体の一部が他方の流路側に突出していることを特徴とする請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 5】 上記吸気制御弁は、回転軸が、上記隔壁の延長線上に位置し、開位置では上記弁体が上記隔壁と直線状に連続することを特徴とする請求項 1 ～ 4 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 6】 上記弁体は、その閉位置において一方の流路を遮蔽するように回転軸から一方へ延びた主弁部を有するとともに、回転軸から上記主弁部とは反対側へ延びた延長部を有し、かつこの延長部の下流端の端縁が、開位置において

上記隔壁上流端の端縁に合致する形状をなし、閉位置においては、この延長部が他方の流路側に突出することを特徴とする請求項 5 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 7】 上記吸気制御弁が閉位置にあるときに、上記端縁と上記弁体との間の間隙は、両側部で小さく、かつ中央部で相対的に大きいことを特徴とする請求項 1 ～ 6 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 8】 上記隔壁は、シリンダの上下方向を基準として、吸気ポートを上下に区画するように設けられ、上記吸気制御弁によって下側の流路が遮蔽されることを特徴とする請求項 1 ～ 7 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 9】 上記吸気制御弁が閉位置にあるときに、上記弁体が、吸気流を他方の流路へ案内する方向に傾斜していることを特徴とする請求項 1 ～ 8 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、シリンダに接続された吸気ポートを含む内燃機関の吸気装置、特に、シリンダ内のタンブルやスワール等のガス流動の強化を図った吸気装置の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】

例えば、火花点火式内燃機関における安定した燃焼の実現のためには、タンブルもしくはスワールといったシリンダ内のガス流動が非常に重要であり、より広い運転領域でガス流動を強化できることが必要である。

【0003】

従来から知られているシリンダ内のガス流動を強化する方法の一つは、特許文献 1 に見られるように、吸気ポートの通路断面の一部を遮蔽する吸気制御弁を用い、吸気ポート内を流れる吸気流を吸気ポートの一方の側に片寄らせる方法である。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポートの下側に吸気制御弁が配置され、吸気ポートの上側に片寄って吸気が流れることで、シリンダ内のタンブルが

強化されることになる。

【0004】

また、ガス流動を強化する他の方法として、特許文献2に見られるように、吸気ポート内に、その長手方向に沿った隔壁を設けるとともに、この隔壁により区画された一方の流路を開閉弁により開閉するようにした構成が知られている。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポート内を上下に仕切るように隔壁が設けられ、その下側の流路が開閉弁によって閉じられることになる。これにより、上側の流路のみを通してシリンダ内に吸気が流入するため、前述した例に比べて流速や指向性が高く得られ、一般に、タンブル比はより向上する。

【0005】

【特許文献1】

特開2002-54535号公報

【0006】

【特許文献2】

特開平6-159079号公報

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

上記のような公知の方法は、いずれも、ガス流動強化時に、吸気ポートの通路断面積を、吸気制御弁等によって実質的に減少させることになり、ベースとなる吸気ポート断面積に対する有効な通路断面積の割合を「開口率」として定義すると、一般に、開口率が小さいほどガス流動が高く得られる。しかしながら、開口率を小とすると、通気抵抗は増大し、シリンダ内に吸入可能な吸気量が減少するので、吸気制御弁等を閉じてガス流動を強化することができる運転条件は、比較的狭い範囲に制限されてしまう。

【0008】

この発明は、開口率を過度に小さくすることなくシリンダ内のガス流動を強化することができる内燃機関の吸気装置を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】

この発明は、内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置を前提としており、上記吸気ポートをその断面で2つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、を備えている。上記吸気制御弁は、回転軸を中心に回転可能な板状の弁体からなり、上記隔壁の上流端に近接して位置している。そして、本発明では、上記隔壁の上流端の端縁は、該隔壁の幅方向の中央部が両側部よりも下流側に後退した形状をなしており、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において、上記端縁と上記弁体との間に、2つの流路の間の連通路となるように、間隙が設けられている。

【0010】

上記隔壁上流端の端縁の形状の例としては、例えば、上記端縁の両側部が、上記吸気制御弁の回転軸と平行な直線に沿って形成され、上記端縁の中央部が、上記直線よりも下流側に後退するように切欠形成されている。

【0011】

あるいは、その両側部から中央部に向かって徐々に下流側に後退する形状をなしている。

【0012】

本発明では、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、他方の流路のみを通して吸気がシリンダ側へ流れることになり、吸気弁の周囲の一方に片寄った位置から相対的に多くの吸気がシリンダ内に流れ込む。これと同時に、吸気制御弁が吸気流を絞ることによって該吸気制御弁の下流側に局所的な圧力低下が生じ、これが、連通路となる間隙の出口側（他方の流路に面する側）に作用する。従って、吸気制御弁で遮蔽された一方の流路の下流側の端部と上記間隙との間で圧力差が発生し、上記端部から吸気が吸い込まれるとともに、吸気ポートの上流側へ向かって逆に流れ、かつ上記間隙を通して他方の流路へと合流する。つまり、遮蔽した流路を介して吸気の一部が上流側へと還流する。そのため、吸気弁の周囲を通る吸気流の流量ないしは流速の不均衡が一層拡大し、シリンダ内のガス流動が効果的に強化される。

【0013】

ここで、上記の局所的な圧力低下は、他方の流路を流れる吸気流の流速に依存するので、吸気ポートの中心付近つまり隔壁の幅方向の中央部では大きな圧力低下が生じるのに対し、吸気ポートの壁面付近つまり隔壁の幅方向の両側部では圧力低下は小さい。本発明では、閉位置において、隔壁両側部は弁体に近接しているので、開放されている流路（他方の流路）から遮蔽されている流路（一方の流路）へと吸気が流ることがない。つまり、隔壁中央部における間隙を通した上述の還流作用を阻害するような両側部での逆流が抑制される。

【0014】

なお、本件の請求項における「吸気ポート」という用語は、必ずしもシリンダヘッド内部の部分のみを意味するのではなく、態様によっては、その上流側の一部が、シリンダヘッド外部の他の部材、例えば吸気マニホルドの一部として構成される場合も含む。例えば、後述する実施例では、シリンダヘッド内に形成された吸気ポート部分と吸気マニホルドブランチ部内の通路の先端部分とを含めた範囲が請求項の「吸気ポート」に相当する。

【0015】**【発明の効果】**

この発明に係る内燃機関の吸気装置によれば、吸気制御弁が遮蔽した流路を介して一部の吸気が還流することによってシリンダ内のガス流動を効果的に向上させることができ、特に、吸気制御弁による開口率を小さくせずにより強いガス流動を得ることができる。従って、通気抵抗の増加に伴うポンピングロスの増加が抑制され、またシリンダ内に流入する吸気量を多く確保できることから広範な運転領域でガス流動の強化が図れる。

【0016】

特に、本発明によれば、流速が高い吸気ポート中心付近の流れを利用して、吸気の還流作用をより確実に得ることができる。

【0017】**【発明の実施の形態】**

以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0018】

図1および図2は、この発明をポート噴射型火花点火式内燃機関の吸気装置に適用した第1実施例を示しており、これは、ガス流動としてタンプルの強化を図った例である。シリンダブロック1に円筒状のシリンダ2が複数形成されているとともに、その頂部を覆うシリンダヘッド3に、ペントルーフ型の燃焼室4が凹設されている。この燃焼室4の2つの傾斜面にそれぞれ開口するように、吸気ポート5および排気ポート6が形成されており、吸気ポート5の先端を吸気弁7が開閉し、かつ排気ポート6の先端を排気弁8が開閉している。ここで、吸気ポート5は、先端部が中央壁部15を介して二股状に分岐しており、各気筒に一对設けられた吸気弁7がそれぞれの先端を開閉している。同様に、排気弁8も各気筒に一对設けられている。そして、これらの4つの弁に囲まれた燃焼室4中心部に、点火栓9が配置されている。なお、シリンダ2内に配置されたピストン10は、本発明の要部ではないので、頂面が平坦な単純形状として図示してあるが、必要に応じてタンプルを用いた燃焼に適した所望の形状に構成される場合もある。

【0019】

そして、図1に示すように、本実施例では、吸気ポート5をその断面で上下2つの領域に区画するように、吸気ポート5の長手方向に沿った隔壁11が設けられている。この隔壁11は、例えばアルミニウム合金にてシリンダヘッド3を鋳造する際に別体の金属板（例えば鋼板）を鋳込むことによって構成されており、その下流端11aができるだけ下流側つまり吸気弁7に近い位置となるように配置されている。より詳しくは、吸気ポート5が二股状に分岐する中央壁部15上流の分岐点15aの直前まで、上記下流端11aが延びている。ここで、図示例では、この隔壁11が存在する長手方向の部分で吸気ポート5がほぼ直線状をなし、これに対応して隔壁11もほぼ直線状の断面形状をなしているが、必ずしもこれに限定されるものではなく、吸気ポート5が湾曲している場合には、これに沿うように湾曲した隔壁11が設けられる。また、隔壁11の上流端11bは、吸気マニホールド21が取り付けられるシリンダヘッド3の吸気マニホールド取付座面22付近にまで延びている。なお、吸気マニホールド取付座面22の機械加工の際に、鋼板等からなる隔壁11に工具が接触することのないように、隔壁11の

上流端 11b は吸気マニホールド取付座面 22 から内側（吸気ポート 5 下流側）に極僅かだけ後退している。

【0020】

上記のように隔壁 11 が設けられていることにより、吸気ポート 5 内は、その下流側部分を除き、上側の通路状部分つまり第 1 流路 5A と下側の通路状部分つまり第 2 流路 5B とに分割される。

【0021】

なお、当業者には明らかなように、本明細書において吸気ポート 5 や吸気流等についての「上」「下」とは、シリンダ 2 の上下を基準とするものであり、空間上の絶対的な上下の意味ではない。

【0022】

また上記吸気ポート 5 は、上記吸気マニホールド 21 の各気筒毎のブランチ部 23 におけるブランチ部通路 24 に連続しており、これによって、上流側の図示せぬコレクタ部から各シリンダ 2 に至る気筒毎の吸気通路が構成されている。上記ブランチ部通路 24 は、吸気ポート 5 に近い下流側部分では、吸気ポート 5 の形状に沿った直線状をなし、かつこれよりも上流側の部分では、上方に位置するコレクタ部へ向かって上方へ湾曲している。

【0023】

そして、上記ブランチ部通路 24 の下流側の端部に、上記隔壁 11 により区画されてなる下側の第 2 流路 5B を入口側つまり上流端で遮蔽するように、各気筒毎に吸気制御弁 31 が設けられている。この吸気制御弁 31 は、回転軸 32 を中心に回動可能な板状の弁体 33 を備えたもので、上記回転軸 32 が、上記隔壁 11 の上流側への延長線上、特に、吸気マニホールド 21 のブランチ部 23 側に位置し、この回転軸 32 に、板状をなす弁体 33 の一端が固定されている。詳しくは、上記弁体 33 は、上記の第 2 流路 5B を開閉するために回転軸 32 から一方へ延びた主弁部 33a を有するとともに、これとは反対側へ相対的に短く延びた延長部 33b を有している。上記主弁部 33a は、ブランチ部通路 24 の下側の断面形状に応じて、楕円を 2 分したような形状（図 2 参照）をなしている。これに対し、上記延長部 33b の先端つまり下流端 33c は、本実施例では、図 2 に示

すように、吸気マニホールド取付座面 22 および回転軸 32 と平行な直線状をなしている。また、上記回転軸 32 は、上記隔壁 11 の上流端 11b に近接しているものの、少なくとも上記延長部 33b が干渉しない程度に、上記上流端 11b から離れている。本実施例では、上記延長部 33b の先端つまり下流端 33c が、ブランチ部 23 の先端フランジ面（吸気マニホールド取付座面 22 と実質的に同じ面）よりも僅かに上流側に後退して位置している。

【0024】

上記回転軸 32 は、図示せぬアクチュエータに係合しており、タンブルを強化すべき運転条件では、弁体 33 が図示の姿勢のような閉位置に制御され、下側の第 2 流路 5B を、その入口側で遮蔽する。このとき、主弁部 33a は回転軸 32 より上流側にあり、吸気制御弁 31 上流側から流れてきた吸気流を上側の第 1 流路 5A へ案内する方向に、弁体 33 が傾斜した状態となる。換言すれば、このような所定の傾斜位置で回転軸 32 より下側の領域を完全に塞ぐように、上記主弁部 33a の外形状が設定されている。上記の閉位置における弁体 33 の傾斜角（隔壁 11 を上流側へ延長した線と弁体 33 とのなす角）は、 $30^{\circ} \sim 40^{\circ}$ 程度である。また、このような閉位置に回転すると、主弁部 33a の反対側に位置する下流側の延長部 33b は、隔壁 11 よりも上方つまり第 1 流路 5A 側に突出した状態となる。そして、隔壁 11 の上流端 11b と弁体 33 の延長部下流端 33c との間には、第 1 流路 5A 上流端と第 2 流路 5B 上流端とを連通させる連通路となる適宜な大きさの間隙 12 が生じる。

【0025】

ここで、本実施例では、図 2 に示すように、上記隔壁 11 の上流端 11b は、該隔壁 11 の幅方向の両側部 11b' が、上記吸気マニホールド取付座面 22 および回転軸 32 と平行な直線に沿って形成され、かつ幅方向の中央部 11b'' が、上記の直線（つまり上記両側部 11b' ）よりも下流側に一段後退した形に形成されている。そして、このように段差を有する両側部 11b' と中央部 11b'' との間が、斜めに傾斜した直線で接続されている。すなわち、隔壁 11 の上流端 11b の端縁は、中央部部分が台形状に切り欠かれた形状をなしている。

【0026】

従って、上記のように吸気制御弁 31 が閉位置にあるときに、直線状をなす弁体下流端 33c との間に生じる間隙 12 は、図 2 に示すように、両側部において相対的に小さく、かつ中央部において相対的に大きい。換言すれば、吸気ポート 5 の中心付近に十分に大きな間隙 12 が確保され、吸気ポート 5 の壁面に近い位置での間隙 12 は小さい。

【0027】

なお、上記隔壁 11 の下流端 11a は、上記吸気マニホールド取付座面 22 および回転軸 32 と平行な直線状をなしている。

【0028】

一方、吸気量が大となる運転条件、例えば高速高負荷域では、上記吸気制御弁 31 は、吸気ポート 5 の長手方向に沿った開位置に制御され、第 2 流路 5B を開放することとなる。この開位置では、上記弁体 33 が隔壁 11 と直線状に連続した姿勢となり、吸気流と平行となる。そして、延長部 33b も上記隔壁 11 と直線状に整列し、延長部 33b の先端（下流端 33c）と隔壁 11 の上流端 11b とが互いに隣接した状態となる。

【0029】

また、各気筒の吸気ポート 5 へ向けて燃料を噴射する図示せぬ燃料噴射弁が取り付けられる噴射弁取付部 41 が、シリンダヘッド 3 の吸気ポート 5 上方に形成されている。ここに取り付けられる燃料噴射弁は、一対の吸気弁 7 に対応して略 V 字形に分岐した噴霧を形成し得る形式のもので、特に、吸気弁 7 の弁頭部を指向した噴霧が隔壁 11 と干渉することのないように、比較的下流側つまり吸気弁 7 寄りに噴射弁取付部 41 が形成されている。

【0030】

なお、図示しないが、この内燃機関は、排気系から吸気系に排気の一部を還流させるために、排気還流制御弁などを含む公知の排気還流装置を備えており、特に、シリンダ 2 内のタンブルを積極的に利用して高い排気還流率の下での安定した燃焼を実現することにより、部分負荷域での燃費低減を図った構成となっている。還流排気は、吸気マニホールド 21 の図示せぬコレクタ部などにまとめて導入してもよく、あるいは、各気筒のブランチ部通路 24 にそれぞれ分配して導入す

ることも可能である。

【0031】

次に、図3の説明図を用いて、上記実施例の構成における基本的な作用について説明する。吸気行程において、吸気弁7が開き、かつピストン10が下降すると、吸気は、吸気弁7周囲の弁隙間を通して、シリンダ2内に流入する。このとき、吸気制御弁31が開位置にあれば、第1流路5Aおよび第2流路5Bの双方を通して吸気が流れ、吸気弁7の周囲の各部からほぼ均等に吸気が流れ込むので、シリンダ2内に発生するガス流動は比較的弱い。

【0032】

これに対し、吸気制御弁31が図3に示すように閉位置に制御されると、下側の第2流路5Bが遮蔽され、上側の第1流路5Aのみを通して吸気がシリンダ2側へ流れることになる。特に、図3に示すように吸気ポート5の上側の内壁面5a（以下、上側内壁面5aと記す）に沿って吸気流が偏在し、吸気ポート5の下側の内壁面5b（以下、下側内壁面5bと記す）に沿う流れは非常に少ない。そのため、吸気弁7の周囲について見たときに、吸気弁7の下側つまりシリンダ2外周に近い側の弁隙間20aでは、吸気の流量が少ないとともに、流速も低く、また吸気弁7の上側つまり点火栓9に近い側の弁隙間20bでは、吸気の流量が多いとともに、流速も高くなる。この結果、シリンダ2内には、矢印で示すように、吸気弁7側から排気弁8側を経てピストン10頂面へと向かうタンブル（いわゆる順タンブル）が生じる。そして、本実施例では、吸気制御弁31が図示のように閉位置にあると、この部分が絞り部となって吸気流が第1流路5Aのみを流れるように絞られるので、第1流路5Aにおいて、隔壁11の上流端11b付近で、局所的な圧力低下が生じ、破線13で示すような低圧領域が発生する。第1流路5Aと第2流路5Bとの間の連通路となる間隙12は、この低圧領域13に向かって開口する形となるので、第2流路5Bの下流側の開口端14との間で圧力差が生じる。そのため、上記開口端14が吸気取り入れ口となり、上記圧力差によって、上記開口端14から吸気を取り込まれるとともに、吸気ポート5の上流側へ向かって逆に流れ、かつ間隙12から第1流路5Aへと合流する。つまり、第1流路5A通過後に吸気ポート5の下側の領域へと拡がろうとした吸気が

第2流路5Bを通して上流側へ還流し、上側の第1流路5Aへと戻されることになる。そのため、吸気弁7の下側の弁隙間20aを通る吸気流がより少なくなるると同時に、上側の弁隙間20bを通る吸気流がより多くなり、シリンダ2内のタンブルがより強く得られる。特に、下側の弁隙間20aを通る吸気流は、シリンダ2内のタンブルを弱めるように作用するのであるが、上記実施例では、上側の弁隙間20bを通る流れによりタンブルが強められるのみならず、このタンブルを弱めるように作用する下側の弁隙間20aを通る流れが抑制されることから、非常に効果的にタンブルが強化される。

【0033】

このようにシリンダ2内に形成される強いタンブルは、燃費向上のために大量に排気還流を行う上で非常に有用であり、部分負荷域において、高排気還流率となる大量の排気還流を与えつつ吸気制御弁31を閉じて強いタンブルを生成することによって、安定した燃焼を実現でき、燃費向上を達成できる。

【0034】

特に、上記の実施例では、図示の閉位置において、弁体33の延長部33bが隔壁11よりも上方つまり第1流路5A側に突出しているので、その背面側でより効果的に低圧領域が発達し、間隙12を通した吸気の還流が確実に行われる。

【0035】

そして、高速高負荷域などで吸気制御弁31が開位置となったときには、前述のように弁体33と隔壁11とが直線状に整列することで吸気抵抗の増加が回避されるとともに、延長部33bによって間隙12が狭められるため、吸気流の乱れが抑制される。なお、本実施例では、図1に示すように、弁体33が一定厚の板状ではなく、主弁部33aおよび延長部33bの双方で、先端へ向かって徐々に薄くなるテーパ状の断面形状を有しているので、吸気流が円滑に流れ、吸気抵抗がより低減する。

【0036】

図4は、上記実施例の吸気装置における実際の吸気の流れを解析したものであり、各部の流れの速さおよび方向を、微細なベクトルつまり矢印でもって示している。矢印の粗密は、流量を示し、矢印が密に集まっている部位は、流量が大で

あることを意味する。また、図5は、比較例として、連通路となる間隙12を閉塞したものの吸気の流れを同様に示している。つまり、図5の構成は、単に隔壁11と吸気制御弁31とで吸気流を偏在させるようにした従来技術に相当する。なお、両者とも吸気制御弁31の開口率は同一（約20%）である。

【0037】

これらの図を対比すれば明らかなように、比較例である図5のものでは、上側の第1流路5Aを通過した吸気流は、隔壁11の下流端11aよりも下流で下方へも拡散していくので、吸気弁7の下側の弁隙間20aを通る吸気流が少なからず存在する。なお、隔壁11の下側の第2流路5Bでは殆ど流れが見られず、淀んだ状態となる。これに対し、本発明を示す図4では、吸気弁7寄りの下側領域から下側の第2流路5Bを通して吸気が還流し、この結果、吸気弁7の下側の弁隙間20aを通る吸気流が極端に減少する。また、これに伴って上側の弁隙間20bを通る吸気流が増加する。従って、効果的にタンブルを強化できる。

【0038】

図6は、図4もしくは図5のように隔壁11と吸気制御弁31とを用いた吸気装置におけるタンブルの強さと吸入空気量との関係を示している。なお、ここでは、タンブルの強さを、吸気行程中のタンブル比の最大値でもって表している。一般に、タンブルが弱いと燃焼が遅く不安定となる傾向があり、タンブルが強いと燃焼が速く安定となる。図の実線で示す特性は、図5の比較例の場合の関係を示しており、開口率を小さく設定するほどタンブルが強くなるものの吸入空気量が少なくなり、逆に、開口率を大きく設定するほど吸入空気量が多く得られるもののタンブルが弱くなる、という相関関係がある。吸入空気量が少なくなることは、タンブルの生成が可能な運転領域（つまり吸気制御弁31を閉じることができる運転領域）が狭いことを意味し、吸入空気量が多いことは、逆にその運転領域が広いことを意味する。間隙12を通した還流を利用した本発明によれば、破線で示すような領域に、タンブル強さと吸入空気量との相関を得ることができる。つまり、同一のタンブル強さであれば、吸入空気量をより大きく確保でき、また同一の吸入空気量（開口率）であれば、タンブルをより強く得ることができる。

【0039】

従って、燃費向上手段として前述したように大量排気還流と強いタンブルとを組み合わせた運転を、より広い運転領域において行うことができ、内燃機関全体として、大幅な燃費向上が図れる。そして、同じ運転領域で比較すると、タンブルがより強く生成されることから、より大量の排気還流が可能となり、一層の燃費向上が可能である。

【0040】

また、さらに、上記実施例では、隔壁 11 の上流端 11b を図 2 のような形状として、吸気ポート 5 の中心付近に十分に大きな間隙 12 を確保しつつ、吸気ポート 5 の壁面に近い位置での間隙 12 を小さなものとしたので、上述の還流作用をより一層効果的に得ることができる。つまり、吸気制御弁 31 下流での負圧発生は、吸気流の流速に依存しており、この流速は、吸気ポート 5 の中心付近では高く、かつ吸気ポート 5 の壁面に近い位置では 0 に近いものとなるので、吸気ポート 5 の中心付近では十分に強い負圧が発生するが、吸気ポート 5 の壁面に近い位置での負圧は弱い。そのため、壁面に近い位置に大きな間隙 12 が存在すると、この部分で、負圧による第 2 流路 5B から第 1 流路 5A への還流作用が十分に得られずに、逆に、上方の第 1 流路 5A から下方の第 2 流路 5B へ間隙 12 を通って一部の吸気が流れ込んでしまうことがある。このように吸気ポート 5 の壁面近くで第 1 流路 5A から第 2 流路 5B へ流入した吸気は、吸気ポート 5 の中心付近で生じた負圧によって再び第 1 流路 5A へ吸い出されるような形となるので、前述した第 2 流路 5B の下流側の開口端 14 から吸気を取り込む還流作用を阻害する要因となる。上記実施例では、吸気ポート 5 の壁面近くにおける間隙 12 を相対的に狭めることにより、このような吸気の逆流（第 1 流路 5A から第 2 流路 5B への流れ）を抑制でき、吸気ポート 5 の中心付近での高い流速を有効に利用して、還流作用を一層効果的に得ることができる。

【0041】

次に、図 7 および図 8 は、この発明の第 2 実施例を示している。この実施例では、隔壁 11 の上流端 11b は、前述した第 1 実施例と同様の形状、つまり中央部 11b'' 部分が台形状に切欠形成された端縁形状を有している。そして、特に

、吸気制御弁 31 の弁体 33 の下流端つまり延長部 33b の下流端 33c の端縁が、この隔壁 11 の上流端 11b の端縁形状に合致する形状いわゆる相補の形状をなしている。すなわち、隔壁 11 の上流端 11b は、中央部 11b'' 部分が台形状に下流側に後退した凹形状をなしているのに対し、弁体 33 側の下流端 33c は、中央部部分が台形状に下流側に延長された凸形状をなしている。

【0042】

従って、吸気制御弁 31 が開位置にあるとき、つまり弁体 33 と隔壁 11 とが直線状に整列した状態にあるときに、隔壁 11 の上流端 11b と弁体 33 の下流端 33c とが互いに噛み合った形となって、隔壁 11 と弁体 33 とが実質的に連続する。そのため、吸気流の乱れが一層抑制される。なお、両者間に適宜な隙間が残存するように構成してもよい。

【0043】

図 9 は、隔壁 11 の上流端 11b の端縁形状が異なる第 3 実施例を示している。この実施例では、隔壁 11 の幅方向の両側部から中央部へ向かって徐々に下流側へ後退する形状をなしており、特に、全体として、緩い円弧ないしは円弧に近似した曲線状をなしている。

【0044】

また、図 10 は、隔壁 11 の上流端 11b の端縁形状が異なる第 4 実施例を示しており、この実施例では、やはり隔壁 11 の幅方向の両側部から中央部へ向かって徐々に下流側へ後退する形状をなしているが、特に、2 本の直線からなる山型の形状をなしている。

【0045】

なお、上記第 3、第 4 実施例のような形状の場合においても、第 1 実施例のように弁体 33 側の下流端 33c を直線状とすることもでき、あるいは第 2 実施例のように弁体 33 側の下流端 33c を、図 9、図 10 の隔壁 11 の上流端 11b の形状に対応した相補形状に形成することもできる。

【0046】

また、上記の各実施例では、吸気ポート 5 を隔壁 11 により上下に分割してタンブル（縦渦）の強化を図っているが、隔壁 11 を配置する方向を適宜に設定す

ることにより、スワール（横渦）の強化や、スワールとタンブルとを合成した方向の旋回流の強化を図ることも可能である。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

この発明に係る吸気装置の第 1 実施例を示す断面図。

【図 2】

この第 1 実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図 3】

第 1 実施例の構成を模式的に示した構成説明図。

【図 4】

この吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図 5】

比較例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図 6】

タンブルの強さと吸入空気量との関係を示す特性図。

【図 7】

この発明に係る吸気装置の第 2 実施例を示す断面図。

【図 8】

この第 2 実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図 9】

隔壁上流端の端縁形状を異ならせた第 3 実施例を示す隔壁要部の平面図。

【図 1 0】

隔壁上流端の端縁形状を異ならせた第 4 実施例を示す隔壁要部の平面図。

【符号の説明】

3…シリンダヘッド

5…吸気ポート

7…吸気弁

1 1…隔壁

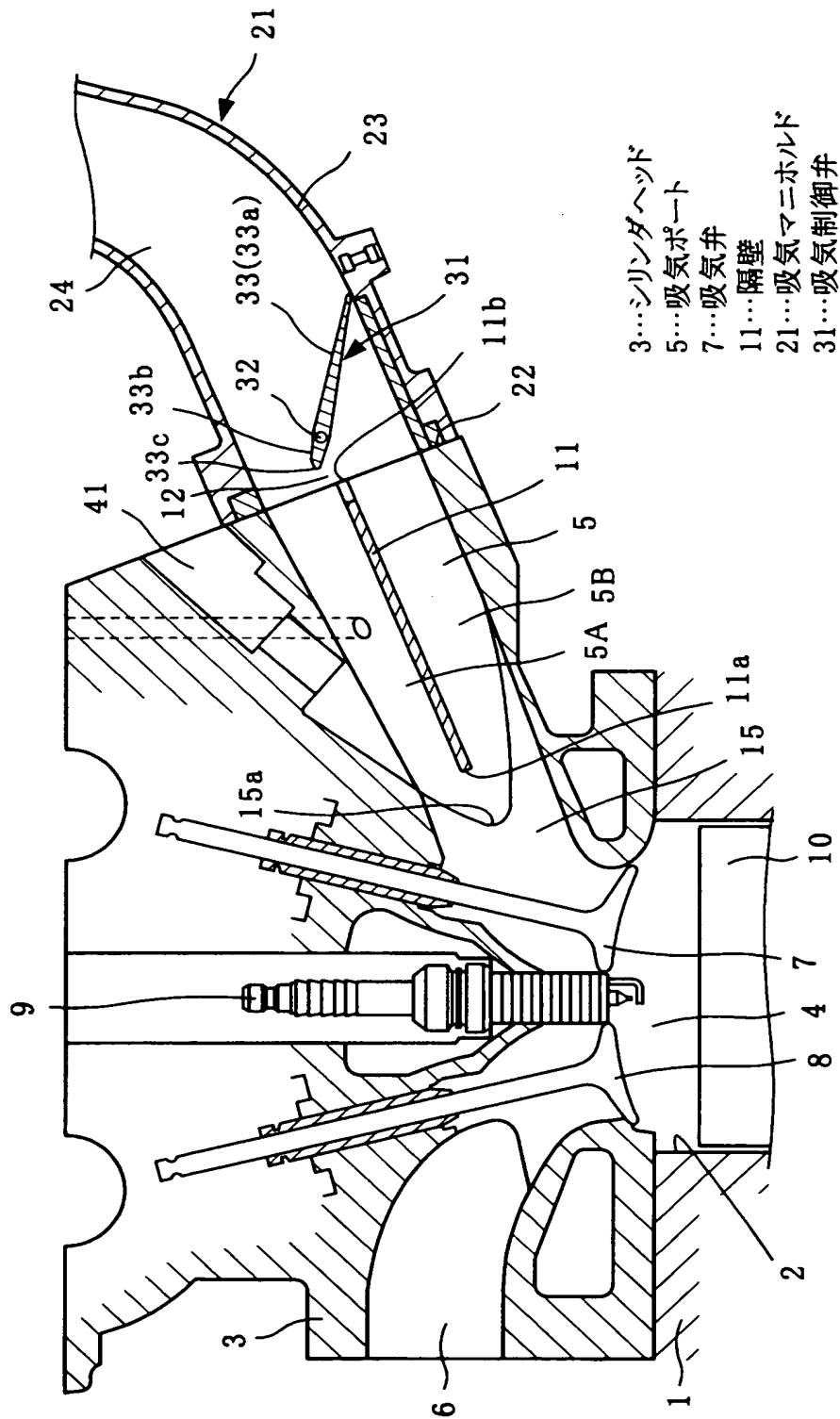
1 2…間隙

2 1 …吸気マニホールド

3 1 …吸気制御弁

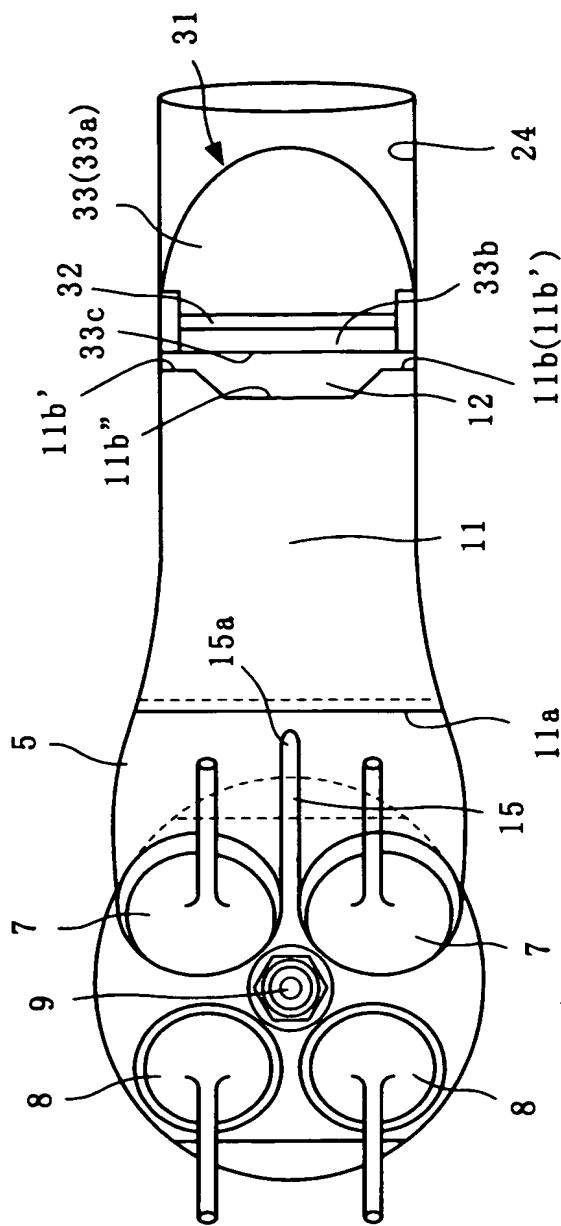
【書類名】 図面

【図 1】

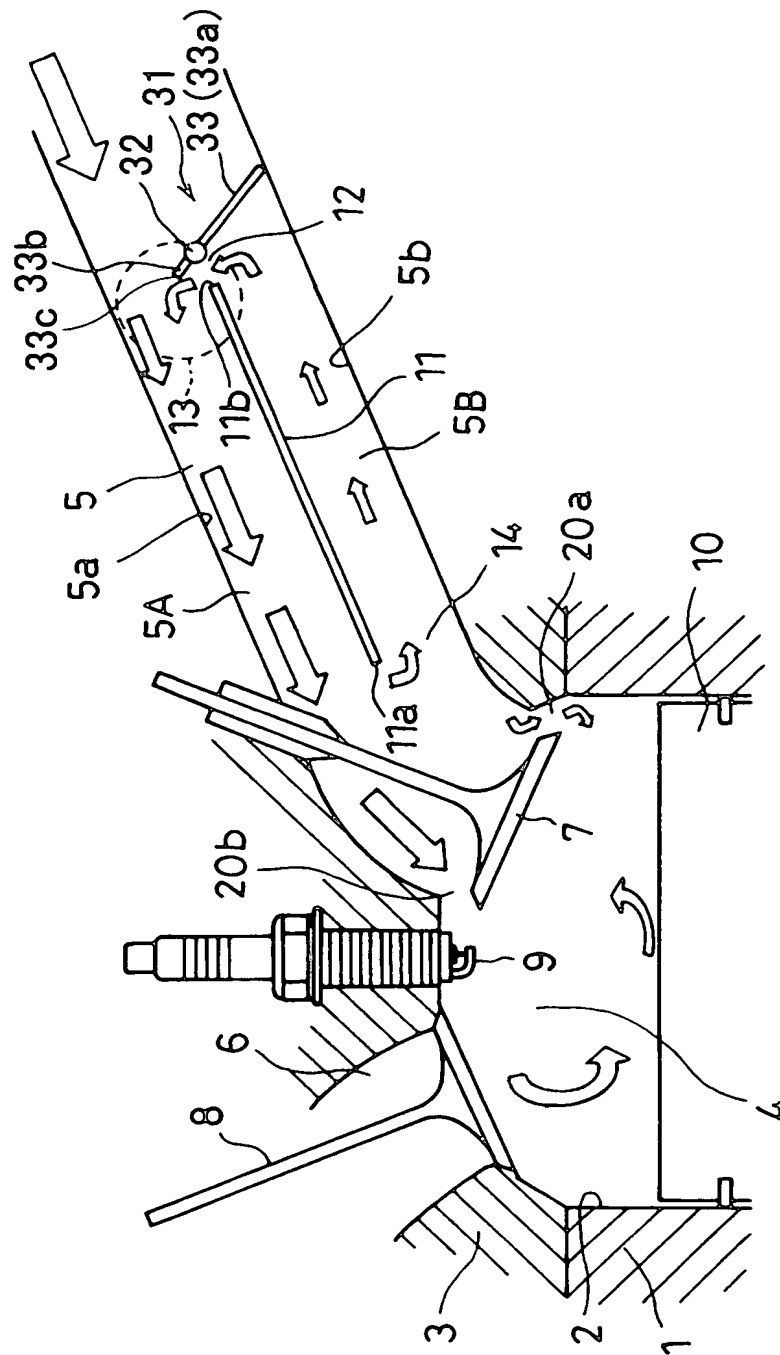


3...シリンダヘッド
5...吸気ポート
7...吸気弁
11...隔壁
21...吸気マニホールド
31...吸気制御弁

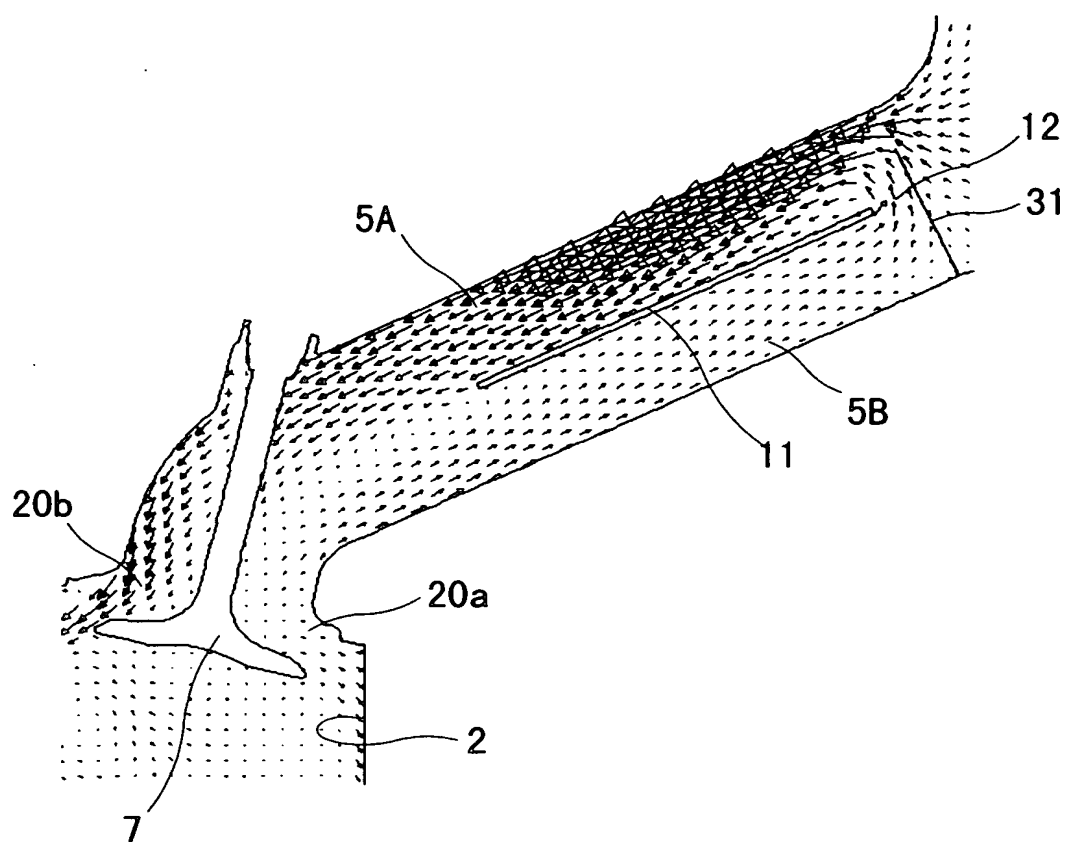
【図 2】



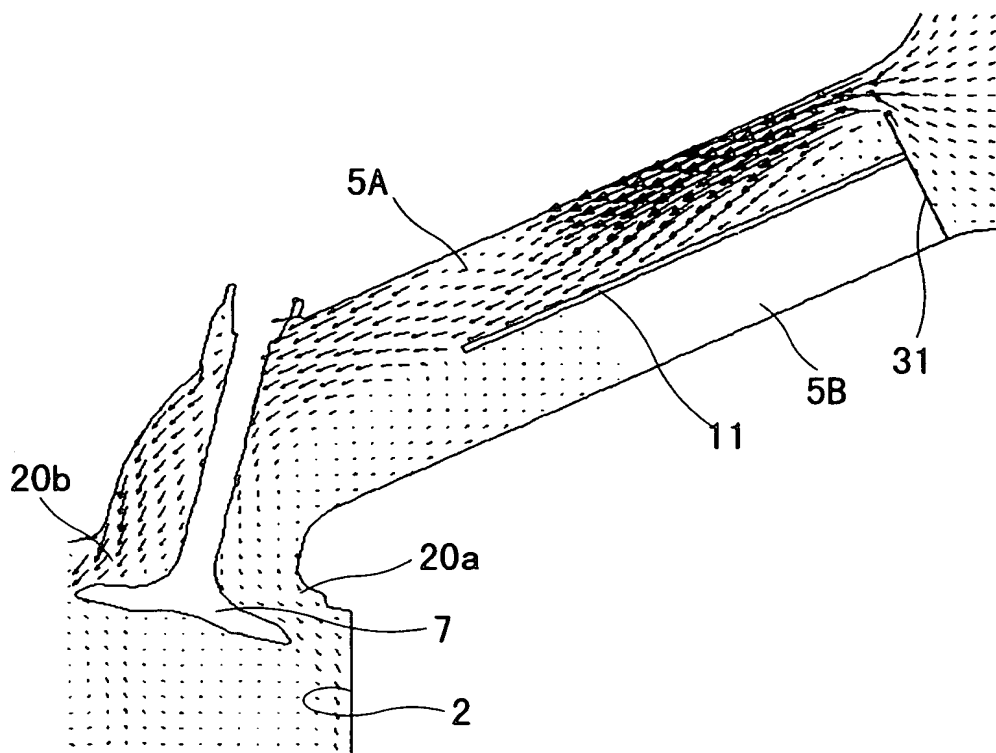
【図 3】



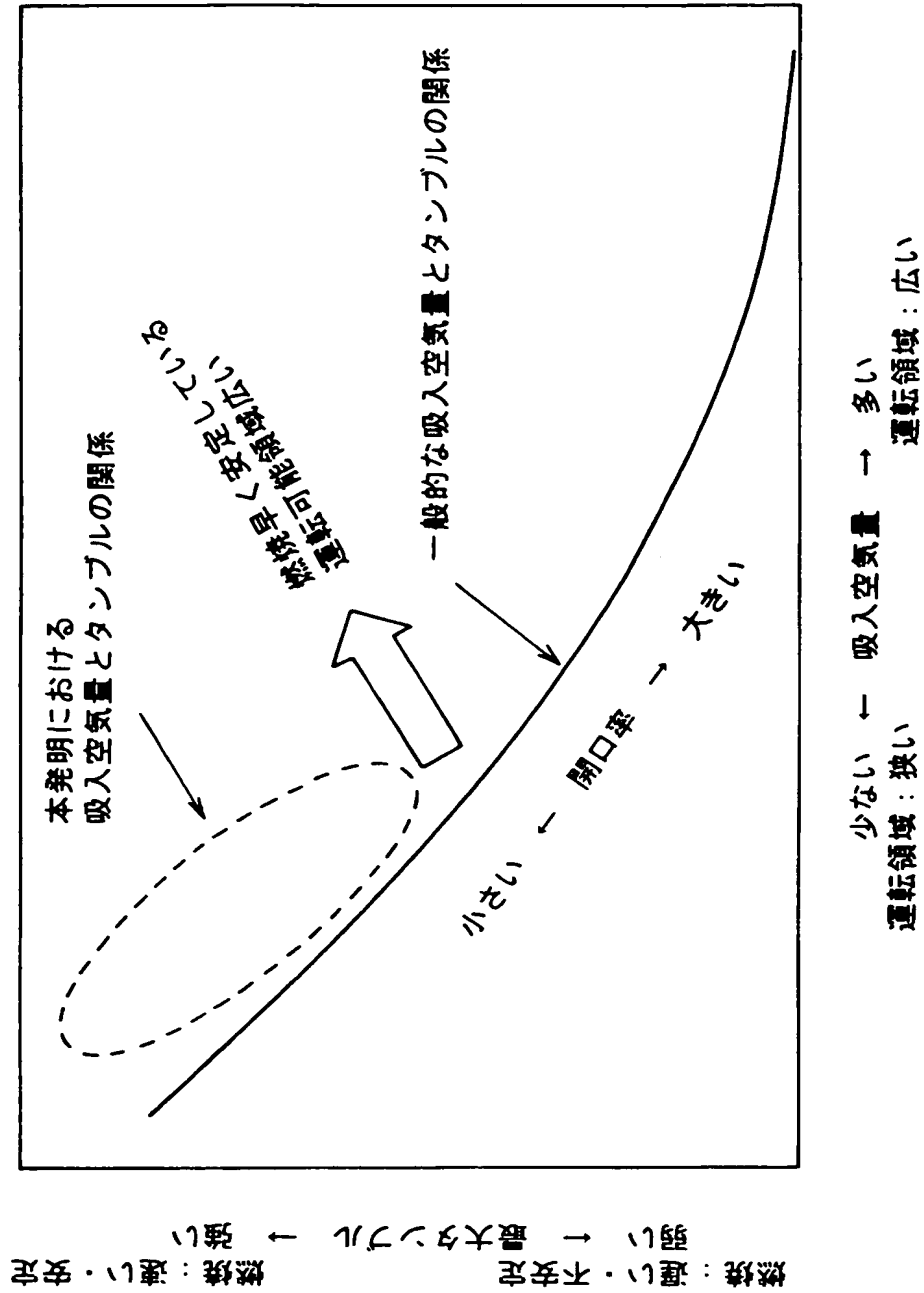
【図 4】



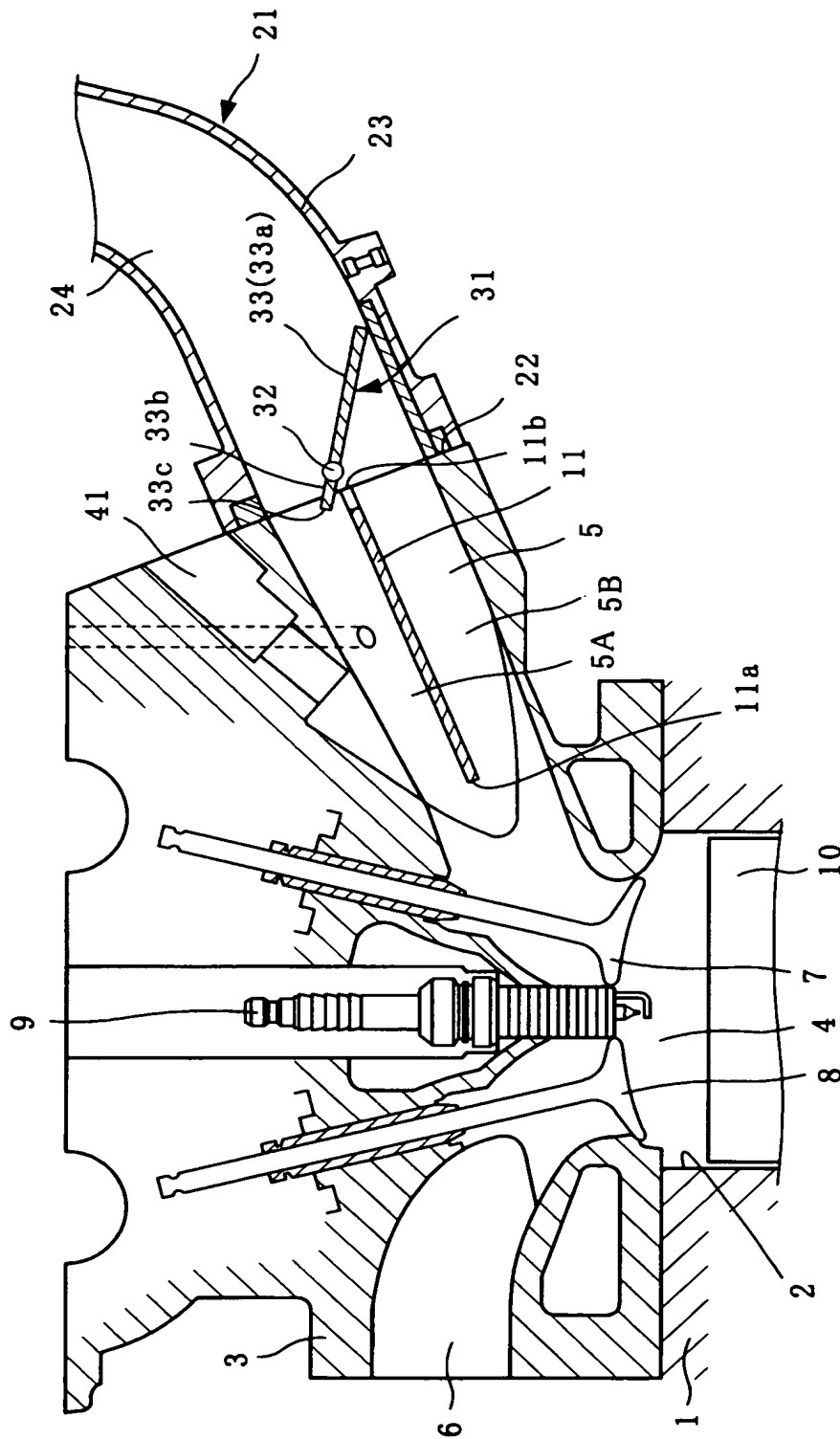
【図 5】



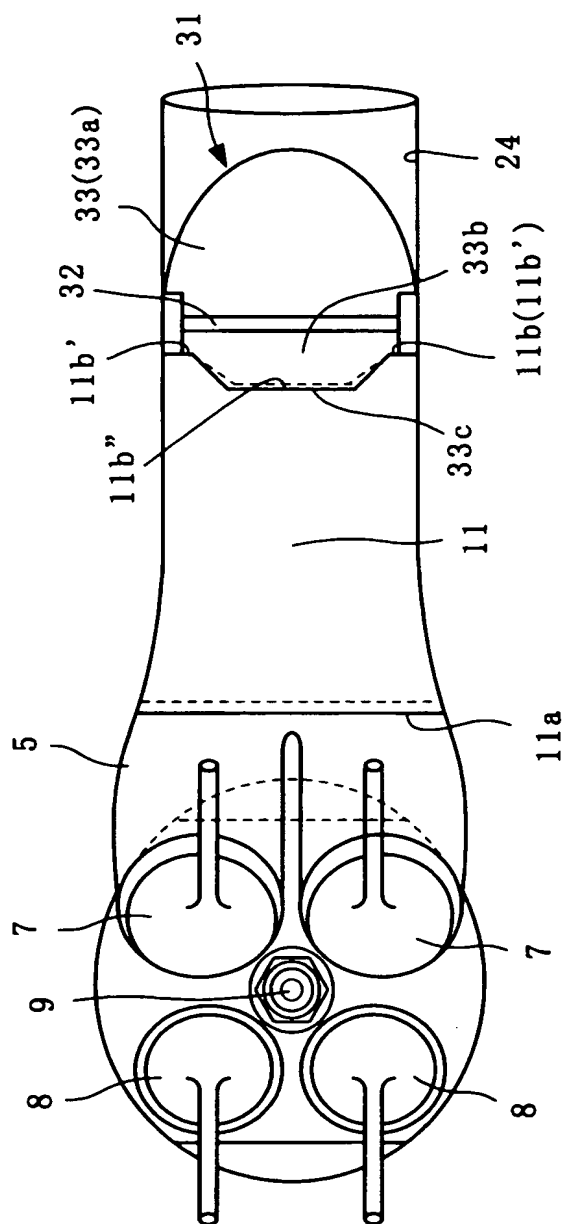
【図 6】



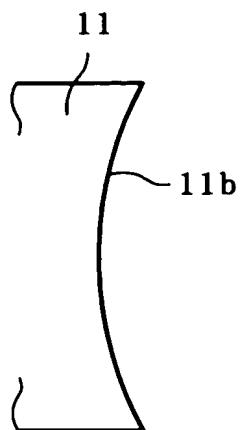
【図 7】



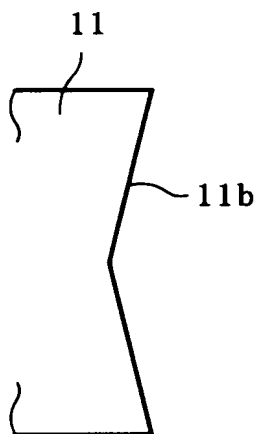
【図 8】



【図 9】



【図 10】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 吸気ポート 5 の開口率を過度に小さくすることなく、シリンダ 2 内のタンブルを強化する。

【解決手段】 吸気ポート 5 内に長手方向に沿った隔壁 11 が設けられ、上側の第 1 流路 5 A と下側の第 2 流路 5 B とに区画される。隔壁 11 の上流側に吸気制御弁 31 が配置され、隔壁 11 と弁体 33 との間に間隙 12 が形成される。隔壁 11 上流端 11 b は、幅方向中央部が下流側に後退しており、吸気ポート 5 の中心付近で大きな間隙 12 が得られる。吸気制御弁 31 を閉位置とすると、吸気流が上側の第 1 流路 5 A のみに絞られると同時に、弁体 33 下流に低圧領域が生じ、その圧力差によって、第 2 流路 5 B の下流端から吸気を取り込まれ、間隙 12 から第 1 流路 5 A へと還流する。そのため、吸気弁 7 の下側の弁隙間を通る流量が減少し、上側の弁隙間を通る流量が増大して、タンブルがより強化される。

【選択図】 図 1

特願 2 0 0 3 - 1 0 0 1 9 9

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 3 9 9 7]

1. 変更年月日	1 9 9 0 年 8 月 3 1 日
[変更理由]	新規登録
住 所	神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
氏 名	日産自動車株式会社